

6. Громаковский Д.Г., Ибатуллин И.Д., Ковшов А.Г., Дынников А.В., Шигин С.В., Маруженков К.И. Программно-аппаратурный комплекс для оценки пластичности конструкционных материалов методом склерометрии // В каталоге выставки научно-технических работ научной сессии МИФИ, - М.: МИФИ, 2002.-с.53.

## **ДИНАМИКА ПОДВИЖНЫХ КОНСТРУКЦИЙ С ИЗМЕНЕНИЕМ ПРИРОДЫ КОРРЕКТИРУЮЩЕЙ МАССЫ**

Иванов А.Г.

Чувашский государственный университет имени И.Н.Ульянова,  
г. Чебоксары

Теоретические изыскания в области подвижных систем проводятся в основном для определенного вещества, составляющего либо несущую, функциональную часть, либо часть, диссипативно и упруго рассеивающую энергию движения. Однако переход вещества из одного агрегатного состояния в другое, изменения фазового равновесия, концентраций составляющих компонент, в целом, влияют на макросостояние подвижных элементов, то есть на их кинематику и динамику в условиях действия законов механики. Управление этими процессами в двигателестроении позволит повысить устойчивость подвижных систем, снизить вибрации, передающиеся на корпус. Требуется только конструктивно установить взаимосвязь развивающихся движений.

В качестве подвижной системы, предполагающей создание «природокорректирующего» механизма управления, нами разработана конструкция маятникового подвеса быстровращающегося неуравновешенного ротора с автобалансирующим устройством. Во время разгона природа корректирующей массы внутри балансирующего кольца играет важную роль для выхода вращающейся части в режим стационарного вращения при наличии неопределенного сильного дисбаланса.

Проблема становится актуальной, когда динамические нагрузки, вызванные действием центробежной силы инерции, не позволяют эксплуатировать устройства, реализующие вращение неуравновешенного ротора. Спектр таких устройств широк. Это и металлообрабатывающие станки, турбины, двигатели, бытовые автоматические стиральные машины, промышленные центрифуги, роботы, и вспомогательное технологическое оборудование.

Динамика подвижных конструкций с автобалансирующим устройством зависит от вида корректирующей массы внутри устройства. Действу-

ет различный механизм ее перераспределения. Для конструкций с вертикальной осью вращения нами разработана методика снижения их вибраций по результатам математического моделирования пространственных колебаний внутренней части и корпуса [1], которая реализована в устройстве гашения колебаний внутренней части и корпуса бытовой автоматической стиральной машины (БАСМ) с вертикальной осью вращения. Последнее имеет автобалансирующее устройство (АУ) со свободным перемещением корректирующей массы-жидкости, плотного солевого раствора [2,3,4]. Экспериментальные исследования велись по разработанной методике на серийной БАСМ Волга-11А" [5,10]. При внедрении предложенных устройств в конструкцию сохраняется работоспособность машины при неуравновешенности ротора выше исходной на 80% [3,7,8].

Силовое воздействие на корпус со стороны внутренней подвижной части, включающей ротор с дисбалансом, возникает при разгоне и может быть описано выражением:

$$\vec{F} = \vec{F}(\omega, D, \varepsilon) \cos[\omega(t)t], \quad (1)$$

где  $\vec{F}(\omega, D, \varepsilon)$  – переменный вращающийся вектор суммарной силы, создающий опрокидывающий момент при разгоне и торможении. Эта сила складывается из тангенциальной составляющей  $\vec{F}_\tau$  и составляющей, которая определяет дисбалансную силу  $\vec{F}_{deb}$ ;  $\omega(t)$  – функция изменения угловой скорости вращения ротора.

Для создания режима автобалансировки наиболее оптимальны автобалансирующие устройства со свободным перемещением корректирующей массы. Они являются регуляторами прямого действия, так как в них чувствительный элемент корректирующая масса непосредственно создает дополнительное для балансировки ротора усилие. Простота конструкции делает целесообразным их применение. В качестве корректирующей массы используются жидкости, стеклянные шарики, маятники и другие элементы [6].

Предлагаемое устройство [4] гашения колебаний в машине, имеет оптимальную по способности противостоять действию дисбаланса конструкцию маятниковой подвески, а также АУ со свободным перемещением корректирующей массы-жидкости. Устройство содержит балансирующее кольцо, входящее в состав внутренней подвижной части и создающее стабилизирующий момент инерции при быстром вращении, которое установлено в верхней части отжимного резервуара [4]. Устройство решает задачу снижения вибраций корпуса БАСМ в режиме установившегося вращения барабана и повышения способности подвижной конструкции противостоять действию дисбалансной силы на этапе его разгона. Суще-

ность устройства заключается в том, что оно содержит 2 или 4 опоры-растяжки, которые ориентированы в пространстве вертикально, причем нижний их конец соединен с внутренней подвижной частью выше центра тяжести этой части. Устройство может содержать в качестве подвесного элемента не только опору-растяжку, но и цепь, трос, стержень. В последнем варианте отсутствуют демпфирующие элементы, содержащиеся в опорах-растяжках [4]. Сокращение числа опор-растяжек уменьшает вибрации корпуса БАСМ на этапе установившегося вращения, так как сокращается число связей между корпусом и внутренней частью БАСМ.

На рис.1 представлен общий вид устройства, состоящего из корпуса (1), опор-растяжек (2), внутренней подвижной части (3), барабана (4), балансировочного кольца (5).

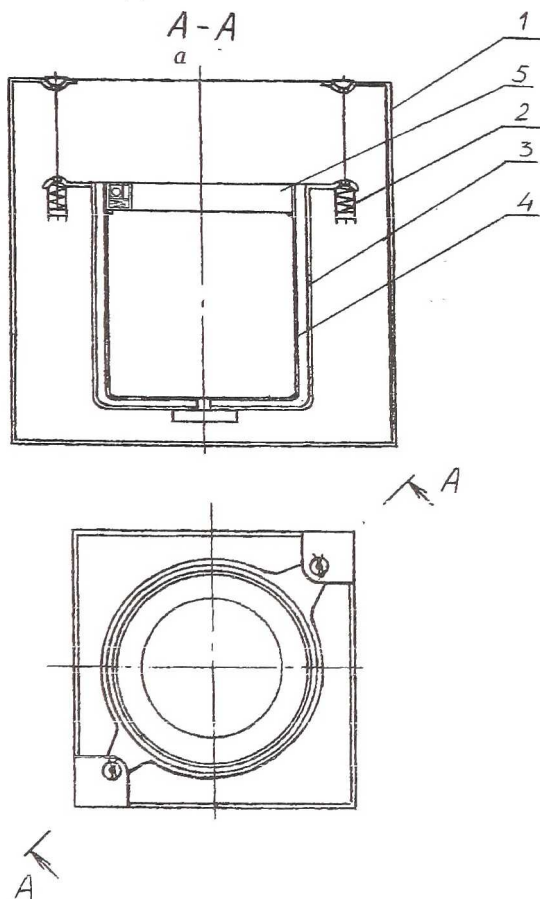


Рис. 1. Устройство гашения колебаний внутренней части с вертикальной осью вращения



Колебательные системы БАСМ с вертикальной осью вращения классифицированы и представлены на рис. 2.

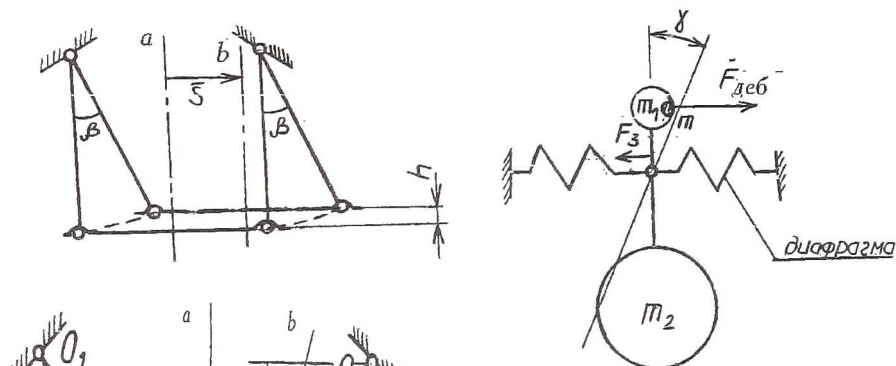


Рис. 2. Три вида колебательных систем БАСМ с вертикальной осью вращения:

$a$  – ось стиральной машины;  $b$  – ось барабана;  $\vec{S}$  – вектор поступательного движения;  $h$  – высота подъема;  $F_{деб}$  – центробежная сила инерции, приложенная к дисбалансной массе;  $F_3$  – сила реакции диафрагмы;  $m_1$  – масса верхней половины внутренней подвижной части;  $m_2$  – масса нижней половины внутренней подвижной части;  $m$  – дисбалансная масса;  $\beta$  – угол отклонения опор-растяжек;  $\alpha$  – угол наклона опор-растяжек;  $\gamma$  – угол наклонного движения оси  $b$

С точки зрения увеличения расстояния  $L$  (рис. 2) колебательная система I вида является наиболее выгодной, однако в таком виде она не используется ни в одной из существующих моделей БАСМ. БАСМ Smart Drive GW500, Daewoo DWF5590DP, Nigbo, Hoover 2045, 2050, Fuzzy NA-F50Y5, Maytag, ASW-452T в первом приближении можно считать соответствующими колебательной системе I вида, так как у них угол наклона штоков подвесок невелик. Колебательные системы II и III видов являются неотъемлемой частью БАСМ “Волга-11”, “Приморье-10” и других отечественных моделей.

В качестве основных режимных и геометрических параметров предлагаемого устройства выбираются:

– длина опор-растяжек или других подвесных элементов (трос, цепь, стержень и т.п.);

- плотность раствора автобалансирующего устройства со свободным перемещением корректирующей массы-жидкости;
- объем заполнения внутренней полости автобалансирующего устройства;
- закон изменения момента инерции при разгоне барабана;
- закон изменения крутящего момента на выходном валу электродвигателя во время разгона и торможения барабана;
- механическая характеристика электропривода.

При выборе оптимальной плотности раствора и определении закона изменения момента инерции автобалансирующего устройства оценивалась его эффективность по показателю  $\frac{e}{e_0}$  (отношение эксцентриситета центра масс вращающихся частей при действии автобалансирующего устройства и без него). Для этого изменялось значение плотности раствора для заполнения внутренней полости балансирующего кольца, вводились геометрические характеристики устройства, рассматривалось перемещение жидкости внутри автобалансирующего устройства под действием центробежных сил инерции на этапе разгона автобалансирующего устройства.

На рис. 3,4,5 приведены графики, определяющие возможность создания противодействия дисбалансу, созданному подвешиванием к ротору массы  $m_0 = 0,45$  кг при различных объемах заполнения внутренней полости АУ (% по горизонтальной оси) и плотности раствора. Ось ординат определяет разницу  $1 - \frac{\rho_2 V_2 r_2}{m_0 r_0}$ ,

где  $r_0$  – радиус вращения дисбалансной массы,  $\rho_2$  – плотность раствора,  $V_2$  – объем раствора  $r_2$  – радиус вращения корректирующей массы.

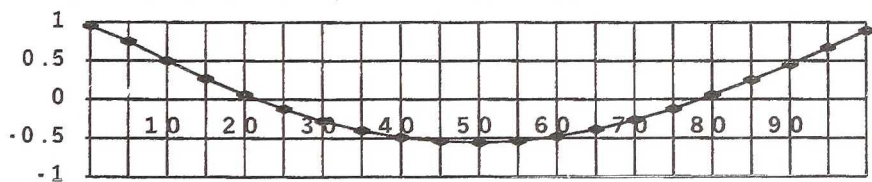


Рис. 3. Показатель уменьшения дисбаланса для солевого раствора с плотностью  $\rho = 1,000 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup>

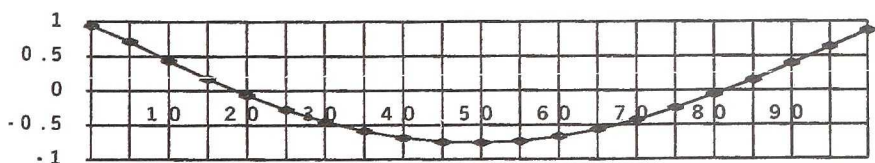


Рис. 4. Показатель уменьшения дисбаланса для солевого раствора с плотностью  $\rho = 1,142 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup>

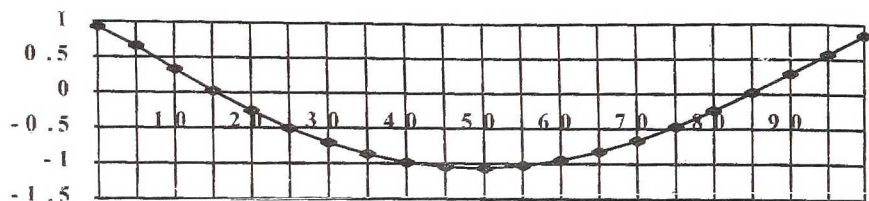


Рис. 5. Показатель уменьшения дисбаланса для солевого раствора с плотностью  $\rho = 1,355 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$

Эффективность балансировки максимальна для 50% объема заполнения полости автобалансирующего устройства. Эксцентриситет  $e$  внутренней подвижной части стремится к нулю, когда плотность жидкости  $\rho \approx 1,355 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ . Учитывая максимальную расчетную величину дисбаланса для машин типа СМП-2, создали условную линейную шкалу оценки эффективности устройства для ряда измеренных значений плотностей некоторых растворов при 20°C, приведенных в табл. 1.

Таблица 1

Плотности солевых растворов для заполнения балансирующего кольца

Раствор	Концентрация, %	Плотность, $\cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$
$\text{AgNO}_3$	70	2,213
$\text{ZnCl}_2$	70	1,962
KOH	52	1,799
$\text{KCr}(\text{SO}_4)_2$	50	1,615
$\text{Fe}_2(\text{SO}_4)_3$	50	1,613
$\text{K}_2\text{CO}_3$	55	1,5673

Уменьшив концентрации растворов, можно получить плотность, сравнимую с расчетной. Предлагается 35%-ный раствор  $\text{K}_2\text{CO}_3$  с плотностью  $1,316 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ . Можно применить и 20% раствор  $\text{NaCl}$  с плотностью  $1,148 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ , однако предпочтителен раствор с более высокой плотностью. Условная шкала показана на рис.6, где могут быть определены растворы, значения плотностей которых входят в диапазон  $1,000 \cdot 10^3 \dots 1,316 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ . Начальная точка этой шкалы соответствует нулевому значению эксцентриситета  $e$ , а конечная —  $e \approx 0,0025$  применению в качестве балансирующей жидкости дистиллированной воды.

Модель технического устройства для анализа также предусматривала автобалансирующее устройство с металлическими шариками в 3%-ном растворе  $\text{NaCl}$ . Коррозия железа протекает во времени внутри устройства. В начальной ее фазе внутри него перемещается рабочее тело — стальные шарики. В последней фазе коррозии металла рабочее тело —

жидкость, в составе которой присутствует  $\text{Fe}(\text{OH})_3$  как вторичный продукт процесса.

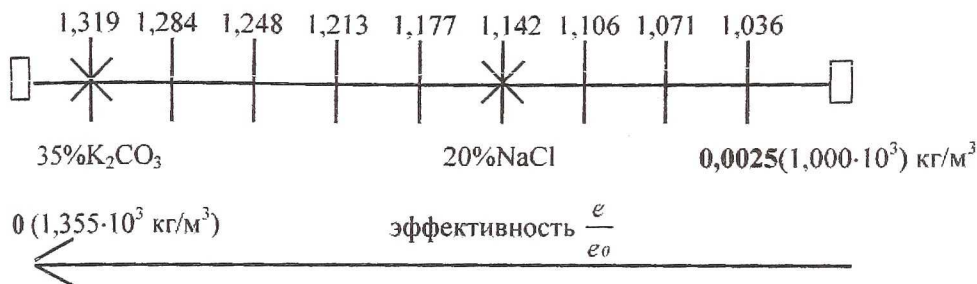


Рис. 6. Шкала оценки эффективности автобалансировки

Регистрация динамических свойств осуществлялась измерением предельного дисбаланса системы, при котором после разгона не существует стационарного рабочего вращения. Связь величины дисбаланса вращающейся системы с процессом коррозии выражается дифференциальным уравнением

$$\rho(t)Sdt = k \cdot dm_0, \quad (2)$$

где  $\rho(t)$  — скорость коррозии [ $\text{г}/(\text{м}^2 \cdot \text{час})$ ];  $dt$  — дифференциал времени;  $S$  — общая площадь поверхности шариков в  $\text{м}^2$ ;  $dm_0$  — дифференциал предельного дисбаланса системы при разгоне, который является инерционной составляющей в дифференциальных уравнениях движения неуравновешенного ротора:

$$\begin{aligned} J_{\Sigma} \ddot{\alpha} + u \dot{\alpha} + mgl \sin \alpha &= m_0 r_0 l \cos \alpha [\omega^2 \cos(\omega \cdot t) + \dot{\omega} \cdot \sin(\omega \cdot t)] + \\ &+ m_b r_b \cdot l \cos \alpha \cdot [\omega_b^2 \cos(\omega_b t + \varphi_{b0}) + \dot{\omega}_b \sin(\omega_b t + \varphi_{b0})], \\ J_{\Sigma} \ddot{\beta} + u \dot{\beta} + mgl \sin \beta &= m_0 r_0 l \cos \beta [(\omega^2 \sin(\omega \cdot t) + \dot{\omega} \cdot \cos(\omega \cdot t))] + \\ &+ m_b r_b l \cos \beta [(\omega_b^2 \sin(\omega_b t + \varphi_{b0}) + \dot{\omega}_b \cdot \cos(\omega_b t + \varphi_{b0}))], \\ J_d \cdot \dot{\omega} &= M_{dr} + m_0 r_0 \sin \alpha \cdot (\ddot{\alpha} \cdot l \cos \alpha + \dot{\alpha}^2 \cdot l \sin \alpha) + \\ &+ m_0 r_0 \cos \alpha \cdot (\ddot{\beta} \cdot l \cos \beta + \dot{\beta}^2 l \sin \beta), \\ J_b \cdot \dot{\omega}_b &= M_{fr} + m_b r_b \sin \omega_b t \cdot (\ddot{\alpha} \cdot l \cos \alpha + \dot{\alpha}^2 \cdot l \sin \alpha) + \\ &+ m_b r_b \cos \omega_b t \cdot (\ddot{\beta} \cdot l \cos \beta + \dot{\beta}^2 l \sin \beta) \end{aligned} \quad (3)$$

где  $m_0$  — эквивалентная дисбалансная масса;  $m_b$  — корректирующая масса;  $m$  — масса, подвижной конструкции;  $\omega$  — модуль угловой скорости движе-



ния дисбалансной массы;  $\omega_b$  – модуль угловой скорости движения корректирующей массы;  $\omega$  – модуль угловой скорости движения вращающейся части подвижной конструкции;  $\varphi_{b0}$  – начальная фаза, угловая координата в начале движения, положение корректирующей массы в начальный момент;  $r_0$  – радиус вращения дисбалансной массы;  $r_b$  – радиус вращения корректирующей массы;  $M_{fr}$  – момент сил трения, обуславливающий передачу импульса корректирующей массе;  $M_{dr}$  – приводной момент, за минусом моментов сил сопротивления вращению;  $J_\Sigma$  – момент инерции внутренней части при ее вращении в направлении углов  $\alpha, \beta$ ;  $J_d$  – момент инерции вращающейся части относительно вертикальной оси;  $J_b$  – момент инерции корректирующей массы относительно вертикальной оси;  $l$  – длина опор-растяжек.

Решение системы представлено гармоническими рядами и является универсальным при определении устойчивости подвижной системы в условиях коррозионного процесса.

#### Список литературы

1. Иванов А.Г., Скворцов В.Г. Расчет и оптимизация работы автобалансирующего устройства // Изв. НАНИ ЧР. 1997. №4. С.61-77.
2. Автобалансирующее устройство с вертикальной осью вращения и перемещением корректирующей массы-жидкости. Бюл. изобретений №34. С. 353. Патент РФ №2123075, от 10.12.98, МПК6 D06F 37/24 заяв. №97111219/ 12(011708), от 01.07.97.
3. Иванов А.Г., Скворцов В.Г. Характеристика автобалансирующего устройства со свободным перемещением корректирующей массы-жидкости // Изв. НАНИ ЧР. 1997. №4. С.47-60.
4. Машина для стирки и центробежного отжима. Бюл. изобретений №34. Патент РФ №2122611, от 27.11.98, МПК6 D06F 23/04 заяв. №97111244/ 12(011679), 01.07.97
5. Паймушин В.Н., Иванов А.Г., Скворцов В.Г. Снижение вибраций в подвижных конструкциях с автобалансирующим устройством и перемещением корректирующей массы-жидкости. // Изв. НАНИ ЧР. 1998. №5. С.29-38.
6. Вибрации в технике: Справочник: В 6 т. / В.Н. Челомей и др. М.: Машиностроение, 1978-1981.
7. Иванов А.Г., Скворцов В.Г. Исследование влияния жидкостей балансирующего устройства на вибрацию в бытовых стиральных машинах // Изв. НАНИ ЧР. 1996. №6. С.41-47.
8. Иванов А.Г., Скворцов В.Г. Пути совершенствования электротехнологических процессов в бытовых стиральных машинах // Мат. Всерос. науч. конф. Электротехнология: сегодня и завтра. Чебоксары: Изд-во ЦУБЭТ УИИ-ТЭ, 1997. С.170